

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-082462

(43)Date of publication of application : 27.03.2001

(51)Int.Cl. F16C 19/08
F16C 33/32
F16C 33/58

(21)Application number : 11-267545

(71)Applicant : NSK LTD

(22)Date of filing : 21.09.1999

(72)Inventor : YANO SHUICHI

AKAHA YUKIHIRO

(30)Priority

Priority number : 10326946

Priority date : 17.11.1998

Priority country : JP

11197891

12.07.1999

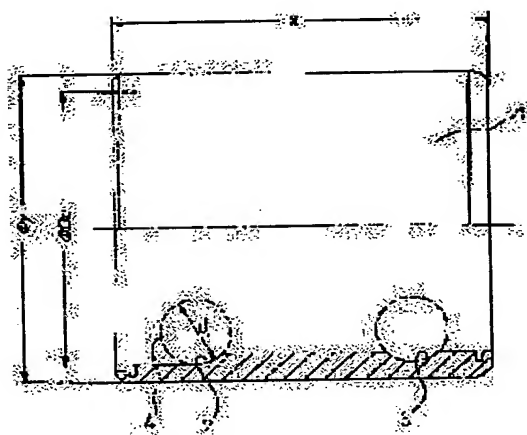
JP

(54) DOUBLE ROW BALL BEARING

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To maximally select a rated load on a single raceway associated with the outside diameter dimension of an outer ring and to enhance fatigue life.

SOLUTION: This double row ball bearing is formed by incorporating a plurality of balls 4 in the first and the second inner ring raceway of an inner ring and the first and the second outer ring raceway 2, 3 of an outer ring, respectively. A counter bore part is provided at least the outer ring raceways 2, 3 at the single raceway. The balls 4 are interposed in the maximum way in the raceway formed through the outer ring raceways 2, 3. The diameter d of each ball 4 is 22-25% the outside diameter dimension y of the outer ring or 25-28% the diameter dimension De of the outer ring raceway.



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2001-82462
(P2001-82462A)

(43)公開日 平成13年3月27日(2001.3.27)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード(参考)
F 1 6 C 19/08		F 1 6 C 19/08	3 J 1 0 1
33/32		33/32	
33/58		33/58	

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 7 頁)

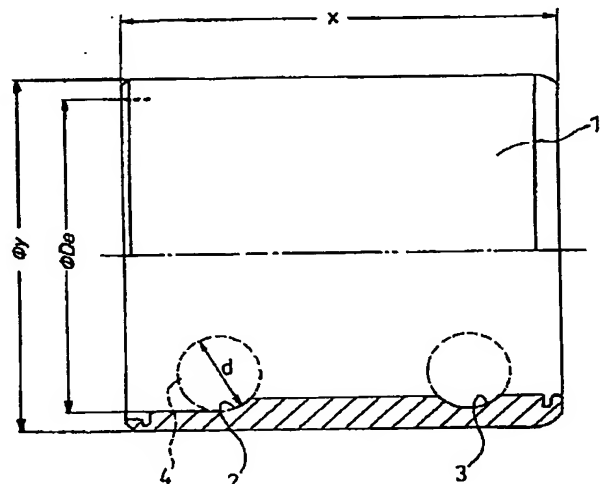
(21)出願番号	特願平11-267545	(71)出願人	000004204 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号
(22)出願日	平成11年9月21日(1999.9.21)	(72)発明者	矢野 修一 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
(31)優先権主張番号	特願平10-326946	(72)発明者	赤羽 幸広 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
(32)優先日	平成10年11月17日(1998.11.17)	(74)代理人	100073874 弁理士 萩野 平 (外3名)
(33)優先権主張国	日本 (J P)	Fターム(参考)	3J101 AA02 AA32 AA43 AA52 AA62 AA72 BA01 BA54 BA55 BA56 FA31 GA01 GA29
(31)優先権主張番号	特願平11-197891		
(32)優先日	平成11年7月12日(1999.7.12)		
(33)優先権主張国	日本 (J P)		

(54)【発明の名称】 複列玉軸受

(57)【要約】

【課題】 複列玉軸受において、その片側の軌道の定格荷重を、外輪外径寸法に対し最大限に選定し、かつ優れた疲れ寿命を達成すること。

【解決手段】 内輪の第1、第2内輪軌道及び外輪の第1、第2外輪軌道に各々複数個の玉が組み込まれており、片側の軌道の少なくとも外輪軌道にカウンターポア部を設け、かつ該外輪軌道を含んで形成される軌道内に前記玉をマキシマム形式に組み込んだ複列玉軸受。前記玉の径dが、外輪外径寸法yの22%~25%または外輪軌道径寸法Deの25%~28%である。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 外周面に第1、第2内輪軌道を有する内輪と、内周面に第1、第2外輪軌道を有する外輪と、該第1、第2内輪軌道及び該第1、第2外輪軌道に各々組み込まれた、複数個の転動自在な玉とを備え、該第1の外輪軌道と該第1の内輪軌道との間に設ける玉の数と、該第2の外輪軌道と該第2の内輪軌道との間に設ける玉の数とを互いに異ならせ、該玉数を多く組み込む側の外輪軌道にカウンターボア部を設け、かつ、該外輪軌道を含んで形成される軌道内に前記玉をマキシマム形式に組み込んだ複列玉軸受において、前記カウンターボア部を含む軌道に組み込まれる玉の径が、前記外輪の外径寸法の22%~25%であることを特徴とする複列玉軸受。

【請求項2】 外周面に第1、第2内輪軌道を有する内輪と、内周面に第1、第2外輪軌道を有する外輪と、該第1、第2内輪軌道及び該第1、第2外輪軌道に各々組み込まれた、複数個の転動自在な玉とを備え、該第1の外輪軌道と該第1の内輪軌道との間に設ける玉の数と、該第2の外輪軌道と該第2の内輪軌道との間に設ける玉の数とを互いに異ならせ、該玉数を多く組み込む側の外輪軌道にカウンターボア部を設け、かつ、該外輪軌道を含んで形成される軌道内に前記玉をマキシマム形式に組み込んだ複列玉軸受において、前記カウンターボア部を含む軌道に組み込まれる玉の径が、前記外輪の外輪軌道径の寸法の25%~28%であることを特徴とする複列玉軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、玉軸受に関し、特に、玉を保持し得る軌道が複列式であり、かつ外輪の軌道の片方にカウンターボアが設けられた、エンジン冷却用ウォーターポンプに好適な複列玉軸受に関する。また、本発明は該複列玉軸受の耐久性能の改良にも関する。

【0002】

【従来の技術】図5は、自動車のエンジンの冷却水を循環させることを目的として使用されるウォーターポンプに好適な、従来型のウォーターポンプ用複列玉軸受30である。このタイプの複列玉軸受は、例えば、特開平9-222122号公報に開示されている。

【0003】同図において内輪に相当する回転軸31には、その外周部分に、溝からなる第1内輪軌道32と、同じく溝からなる第2内輪軌道33とが、回転軸31の外周部分の円周方向全体にわたってそれぞれ形成されている。

【0004】一方、略円筒型の外輪34の内周部分には溝35及び断面直線形状のカウンターボア部36からな

る第1外輪軌道37と、溝からなる第2外輪軌道38とが、外輪34の内周部分の円周方向全体にわたってそれぞれ形成されている。

【0005】外輪34はその中心線Cが回転軸31の中心線C'と一致するように、かつ第1内輪軌道32と第1外輪軌道37が対向するように、かつ第2内輪軌道33と第2外輪軌道38が対向するように配置される。また、第1軌道及び第2軌道の形状や隙間は、該軌道内に組み込まれる玉39の形状に適合するようにかつそこに組み込まれた玉39が転動自在となるように選択される。

【0006】前記第1軌道には玉39が以下のように組み込まれる。すなわち、玉39は円周方向周りに複数個、より詳細には、玉39の数ができ得るかぎり多くなるような、いわゆるマキシマム形式で組み込まれる。なお、この玉39は、傾斜型保持器40によって等配保持される。

【0007】それに対し、前記第2軌道には玉41が以下のように組み込まれる。すなわち、玉41は円周方向周りに複数個、より詳細には、玉41の数が第1軌道に組み込まれる玉39の数よりは少ないが、適当数が組み込まれる。なお、この玉41は、保持器42によって等配保持される。

【0008】外輪34の中心線方向の両端部には、軸受潤滑油の漏れを防ぐこと及び外部からの液体の侵入を防止することを目的として、密封装置43、44が備えられ、密封装置43、44によって玉39、41が組み込まれた部分は対外的に密閉される。

【0009】このような構成の玉軸受の利点は、カウンターボア部を形成することによって、一方の軌道に組み込まれる玉数を増加させることができるので、該軌道のラジアル荷重の耐性を大きくできるということである。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】ところで、軸受に関する一般的な事柄として周知のごとく、転がり軸受はその転動体によって玉軸受ところ軸受に大別される。そして、通常、玉軸受よりもころ軸受の方が軸方向に対する定格ラジアル荷重（以下「定格荷重」という。）が大きく取れる傾向にある。したがって、上述のウォーターポンプ用複列玉軸受においても、その転動体にくろを使用した方が定格荷重の向上という点においては好ましい。

【0011】しかしながら、転動体にくろを使用した場合、外輪に対して回転軸が相対的に傾斜すると、各ころの転動面の端縁と外輪軌道及び内輪軌道との間にエッジロードと呼ばれる過大な荷重が加わる。それによって、該軌道の疲れ寿命が低下する。そして、外輪幅が狭くなるほど、エッジロードは発生し易くなる。その結果として、該軸受の計算寿命に対する実寿命の比率が劣化してしまう。したがって、特に外輪がショートピッチ品の場合は、転がり軸受の転動体にくろを使用するのは好まし

くないと結論付けられる。

【0012】よって、転動体に玉を使用する複列軸受を使用する必要があるが、この場合、図5のウォーターポンプ用複列玉軸受のように、外輪軌道の一方にカウンターボア部を設け、そこに組み込まれる玉の数を増加させて、その部分の定格荷重を増加させる構成を取ればよい。

【0013】ただし、転動体となる玉がどのような寸法でもよいわけではなく、如何に玉の数を増加させても、該玉の径をある程度大きくしなければ、満足できる定格荷重が達成できないし、逆に該玉の径が大きすぎても、今度は組み込むことができる玉の数が少なくなってしまう、やはり軸受の定格荷重を劣化させてしまう。したがって、ころを使用する場合からの置き換え条件が満たされない。

【0014】本発明は以上の事情に鑑みてなされたもので、高速回転下における複列式の玉軸受において、その片側の軌道の定格荷重を、外輪外径寸法又は外輪軌道径寸法に対し最大限に選定し、かつ優れた疲れ寿命を達成することができる軸受を提供することを目的とする。

【0015】

【課題を解決するための手段】本発明の上記目的は、本発明の請求項1によって導き出される複列玉軸受、すなわち、外周面に第1、第2内輪軌道を有する内輪と、内周面に第1、第2外輪軌道を有する外輪と、該第1、第2内輪軌道及び該第1、第2外輪軌道に各々組み込まれた、複数個の転動自在な玉とを備え、該第1の外輪軌道と該第1の内輪軌道との間に設ける玉の数と、該第2の外輪軌道と該第2の内輪軌道との間に設ける玉の数とを互いに異ならせ、該玉数を多く組み込む側の外輪軌道にカウンターボア部を設け、かつ、該外輪軌道を含んで形成される軌道内に前記玉をマキシマム形式に組み込んだ複列玉軸受において、前記カウンターボア部を含む軌道に組み込まれる玉の径が、前記外輪の外径寸法の22%～25%であることを特徴とする複列玉軸受を提供することによって達成される。

【0016】請求項1による発明によれば、玉の径が外輪の外径の22%～25%の径であるので、定格荷重値を外輪寸法に対し、最大限にすることができ、優れた疲れ寿命が達成される。しかも、転動体に玉が使用されているので、その潤滑寿命も長い上、たとえ外輪がショートピッチ品だとしてもエッジロードの心配がない。

【0017】また、本発明の上記目的は、本発明の請求項2によって導き出される複列玉軸受、すなわち、外周面に第1、第2内輪軌道を有する内輪と、内周面に第1、第2外輪軌道を有する外輪と、該第1、第2内輪軌道及び該第1、第2外輪軌道に各々組み込まれた、複数個の転動自在な玉とを備え、該第1の外輪軌道と該第1の内輪軌道との間に設ける玉の数と、該第2の外輪軌道と該第2の内輪軌道との間に設ける玉の数とを互いに異

ならせ、該玉数を多く組み込む側の外輪軌道にカウンターボア部を設け、かつ、該外輪軌道を含んで形成される軌道内に前記玉をマキシマム形式に組み込んだ複列玉軸受において、前記カウンターボア部を含む軌道に組み込まれる玉の径が、前記外輪の外輪軌道径の寸法の25%～28%であることを特徴とする複列玉軸受を提供することによって達成される。

【0018】請求項2による発明によれば、玉の径が外輪の軌道径の25%～28%の径であるので、定格荷重値を外輪軌道径寸法に対し、最大限にすることができ、優れた疲れ寿命が達成される。しかも、転動体に玉が使用されているので、その潤滑寿命も長い上、たとえ外輪がショートピッチ品だとしてもエッジロードの心配がない。

【0019】

【発明の実施の形態】以下、添付図面を用いて本発明を詳細に説明する。図1は、本発明の一実施形態にかかる複列玉軸受の外輪1の一部縦断面概略図である。ただし、従来型の軸受との対比を明瞭とするため、外輪1は図5における軸受に対応できるような形状を持つものとする。なお、その他説明なき部分は従来例と同様である。

【0020】また、転動体の軌道を形成する部分である第1及び第2外輪軌道2、3は、そこに組み込まれる玉の径に対応して設計される。本実施形態においては、第1外輪軌道2には、径がdである玉4が組み込まれる。なお、第1外輪軌道2に組み込まれる玉の径と第2外輪軌道3に組み込まれる玉の径が、必ずしも同じである必要はない。また、本実施形態においては、図5に示すように、各列に接触角 α が付けられている。これにより作用点位置が大きくなり、軸受に加わるモーメント荷重に対し優位となる。

【0021】図2は、複列軸受11の疲れ寿命を試験する装置10を示した一部縦断面概略図である。試験の都合上、玉径を変化させた複列軸受を使用するので、当然のように、装置10から複列軸受11が取り外し可能となっている。

【0022】図2から明らかなように、複列軸受11の外輪1は、保持台13に取り付けられたハウジング14に不動に嵌合し、内輪に相当する回転軸12は、その一端部において、分離型複列軸受である補助軸受15に支持された補助回転体16の内面に嵌合される。よって、回転軸12は、補助回転体16とともに回転するようになっている。更に、補助回転体16は、図中の長手方向にのびる略円筒形をしており、その一端では、上述の通り補助軸受15の内輪及び回転軸12と組み合わせり、他端では、この装置10における回転駆動源であるドライププーリー17に接続される。また、ハウジング14の周りには、暖房装置18と、熱電対19とが備えられ、試験中の温度条件を調整する。

【0023】補助軸受15は、その外輪が支持体20と嵌合している。支持体20には牽引手段21が設置され、牽引手段21は荷重伝達部材22に接続される。牽引手段21による長手方向における荷重Frの負荷位置は、外輪1の端部からのオフセットが12mmとなるように設定されている。

【0024】以上の装置10を起動させて実験を行なう。図示されていない駆動源がドライブプーリ17を駆動し、結果として回転軸12が回転する。荷重Frの負荷方法については、本来ならば、ウォーターポンプ用複列転がり軸受の回転軸には、プーリベルト23の張力によるベルト荷重が負荷されるのだが、本装置10においては、ベルト荷重の値を制御するために、牽引手段21と、荷重伝達部材22と、荷重発生装置25とによって荷重Frが負荷されるようになっている。すなわち、支点部24を中心にして荷重伝達部材22を回動させるように、荷重発生装置25が荷重伝達部材22の力点端26付近を図中下方向へ移動させることで、作用点部27が図中下方向へ移動し、よって作用点部27に着設されている牽引手段21に図中下方向の荷重Frが負荷されるようになっている。そして、支持体20を介して補助軸受15に荷重が負荷され、それに伴い補助回転体17に対して荷重Frが負荷され、よって軸受11の回転軸12並びに玉及び軌道にも荷重が負荷される。

【0025】図3および図4は、図2の装置を用いて試験を行なった結果を示す。試験は、回転軸の最高回転数6000rpm、装置の最高温度100℃、荷重Frの最大値200kgfを実験条件として行う。そして、上述のように、荷重位置は外輪からのオフセットが12mmであり、アンバランス量は40gcmであり、アンバランス位置は外輪からのオフセットが60mmである。また、装置10に設置される複列軸受11については、図3の試験の場合、外輪1の外形寸法が外輪長さ $x=38.89\text{mm}$ 、外輪外径 $y=35.00\text{mm}$ であり、前記第1外輪軌道2に組み込まれる玉4は玉径 d がそれぞれ異なるものを測定(実験)する数だけ用意し、図4の試験の場合、外輪1の外形寸法が外輪長さ $x=38.89\text{mm}$ 、外輪軌道径 $De=31.372\text{mm}$ であり、前記第1外輪軌道2に組み込まれる玉4は玉径 d がそれぞれ異なるものを測定(実験)する数だけ用意する。なお、図4の試験の場合、外輪の肉厚(肉厚=(外径-外輪軌道径)/2)は荷重に耐えられる最小肉厚とした。また、双方の結果に共通して、試験は荷重Frの最高値を200kgfとして行なう。さらに、図3及び図4の試験は、図1の第1外輪軌道2を駆動側(ドライブプーリ17側)に配置して行った。

【0026】まず、図3について説明する。図3は、その横軸を、外輪外径に対して第1外輪軌道2に組み込まれる玉4の玉径の比率(以下「玉径/外輪外径」という。)とし、その縦軸を、軸受の耐久時間(単位hr)

としている。該図中の $L_{10}=425\text{hr}$ とは、玉ところを併用した転がり軸受を、同条件下で装置に組み込み測定した信頼度90%における耐久時間のことであり、いわゆる、その定格寿命のことである。

【0027】試験の結果を説明する。測定値のプロットは、同じ実験条件かつ同じ玉径/外輪外径に対して少なくとも2つの測定値を用いて与えられるが、これは、外見上全く等しい軸受を同じ外部条件下で回転させても、その疲れ寿命にはかなりばらつきがあるので、幾つかの値を取って比較値としなければ信頼し得る値とならないからである。

【0028】玉径/外輪外径が0.15~0.22の範囲においては、それに対応した耐久時間が約190~680hrとなっている。この結果は、場合によっては玉及びころを用いた型の軸受よりもよい結果が得られているが、安定した値ではなく、しかも同じ玉径/外輪外径の条件下でも結果に300hr前後の差が見られ、かつ425hrを下まわっている場合もあるので、実用に耐え得る数値とはいえない。そして、玉径/外輪外径が0.25をこえる場合においても同様のことが言える。

【0029】そこで、玉径/外輪外径が0.22~0.25について注目する。この範囲においても同一条件下における測定値に差が見られる。しかし、それを考慮に入れたとしても、他の範囲に比べれば小さく、しかも、玉及びころを用いた型の軸受の耐久時間 $L_{10}=425\text{hr}$ に比べれば、十分に長い耐久時間が達成されており、よって、十分に実用的な値であると言える。

【0030】したがって、ウォーターポンプ用の複列転がり軸受の設計に当たって、駆動側又はラジアル荷重若しくはモーメント荷重が他方より多くかかる側の転動体軌道、すなわち、マキシマム形式に組み込まれる軌道側の玉の径が、玉径/外輪外径=0.22~0.25(22%~25%)までの範囲にあれば、十分な荷重耐性及び疲れ寿命を兼ね備えた軸受を提供することができる。しかも、転動体に玉を使用しているので、その潤滑寿命も長い上、たとえ外輪がショートピッチ品だとしてもエッジロードの心配がない。

【0031】次に、図4について説明する。図4は、その横軸を、外輪軌道径に対して第1外輪軌道2に組み込まれる玉4の玉径の比率(以下「玉径/外輪軌道径」という。)とし、その縦軸を、軸受の耐久時間(単位hr)としている。

【0032】試験の結果を説明する。図3における試験と同様の理由から、測定値のプロットは、同じ実験条件かつ同じ玉径/外輪軌道径に対して少なくとも2つの測定値を用いて与えられる。

【0033】玉径/外輪軌道径が0.17~0.25の範囲においては、それに対応した耐久時間が約190~680hrとなっている。この結果は、場合によっては玉及びころを用いた型の軸受よりもよい結果が得られて

いるが、安定した値ではなく、しかも同じ玉径／外輪軌道径の条件下でも結果に約300hr前後の差が見られ、かつ425hrを下まわっている場合もあるので、実用に耐え得る数値とは言いがたい。そして、玉径／外輪軌道径が0.28をこえる場合においても同様のことが言える。

【0034】そこで、玉径／外輪軌道径が0.25～0.28について注目する。この範囲においても同一条件下における測定値に差が見られる。しかし、それを考慮に入れたとしても、他の範囲に比べれば小さく、しかも、玉及びころを用いた型の軸受の耐久時間 $L_{10}=425\text{hr}$ に比べれば、十分に長い耐久時間が達成されており、よって、十分に実用的な値であると言える。

【0035】したがって、ウォーターポンプ用の複列転がり軸受の設計に当たって、駆動側又はラジアル荷重若しくはモーメント荷重が他方より多くかかる側の転動体軌道、すなわち、マキシマム形式に組み込まれる軌道側の玉の径が、玉径／外輪軌道径 $=0.25\sim0.28$ (25%～28%) までの範囲にあれば、十分な荷重耐性及び疲れ寿命を兼ね備えた軸受を提供することができる。しかも、転動体に玉を使用しているので、その潤滑寿命も長い上、たとえ外輪がショートピッチ品だとしてもエッジロードの心配がない。

【0036】なお、本発明は上述した実施形態に限定されることなく、適宜変更、改良が可能である。例えば、ウォーターポンプ用軸受と同等の高速回転及び／または高荷重に対する性能が要求される他の複列軸受に適用可能である。また、ショートピッチ品ではない複列軸受にも適用可能である。

【0037】

【発明の効果】上述の如く、本発明による複列軸受によれば、カウンターボア部を含む軌道に組み込まれる玉の径が、外輪外径寸法の22%～25%の径、または、外輪軌道径寸法の25%～28%の径であるので、定格荷重を外輪寸法に対し最大限にすることができ、かつ優れた疲れ寿命を達成することができる。しかも、転動体に玉を使用しているので、その潤滑寿命も長く、たとえ外輪がショートピッチ品だとしてもエッジロードの心配がない。

【図面の簡単な説明】

【図1】複列玉軸受の外輪（ショートピッチ品）を示す、一部縦断面図である。

【図2】図1に示されたような外輪を含む軸受の玉の径をそれぞれ変更し、疲れ寿命を測定する装置である。

【図3】図2に示された装置を用いて行なった試験の結

果を示す。

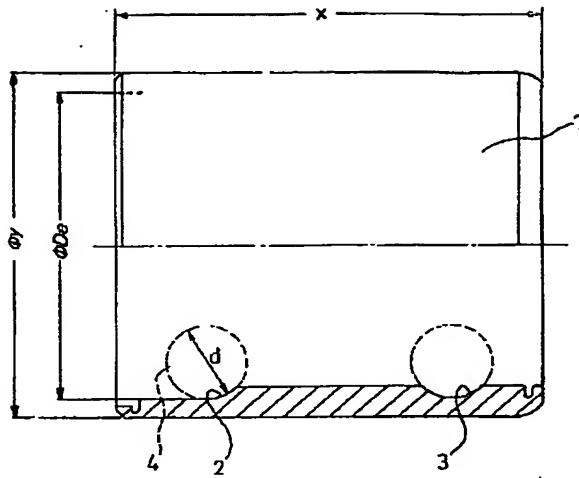
【図4】図2に示された装置を用いて行なった試験の結果を示す。

【図5】ウォーターポンプに用いられるような、従来型の複列玉軸受の一部縦断面図である。

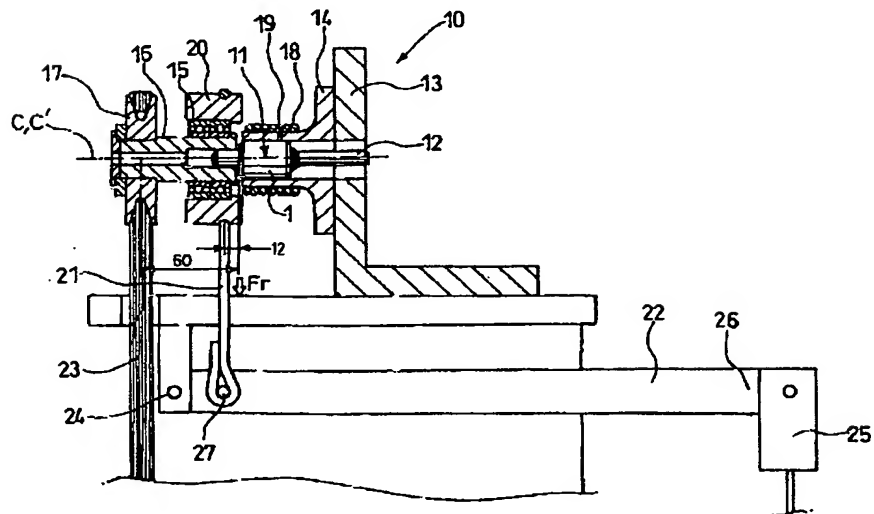
【符号の説明】

- 1 外輪
- 2 第1外輪軌道
- 3 第2外輪軌道
- 10 疲れ寿命試験装置
- 11 複列軸受
- 12 複列軸受の回転軸
- 13 保持台
- 14 ハウジング
- 15 補助軸受
- 16 補助回転体
- 17 ドライブプーリ
- 18 暖房装置
- 19 熱電対
- 20 支持体
- 21 牽引手段
- 22 荷重伝達部材
- 23 プーリベルト
- 24 支点部
- 25 荷重発生装置
- 26 力点端
- 27 作用点部
- 30 複列玉軸受
- 31 回転軸
- 32 第1内輪軌道
- 33 第2内輪軌道
- 34 外輪
- 35 溝
- 36 カウンターボア部
- 37 第1外輪軌道
- 38 第2外輪軌道
- 39 玉
- 40 傾斜型保持器
- 41 玉
- 42 保持器
- 43 密封装置
- 44 密封装置
- x 外輪長さ
- y 外輪外径
- De 外輪軌道径

【図1】

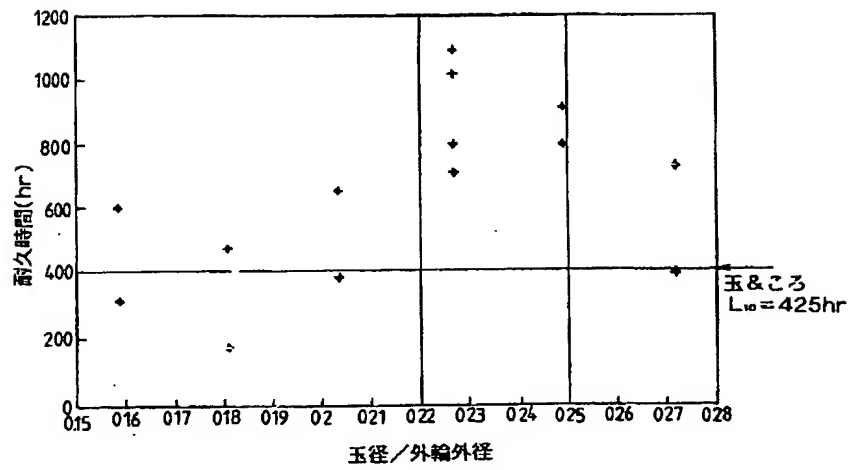


【図2】



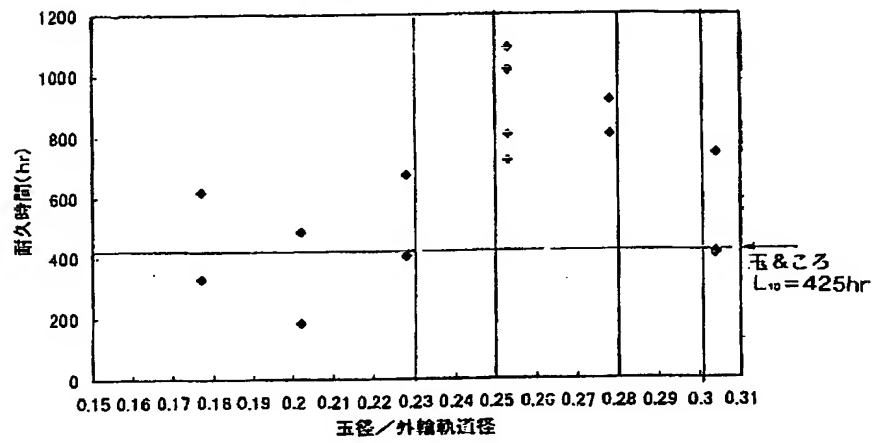
(7) 開2001-82462 (P2001-82462A)

【図3】



【図4】

耐久試験結果



【図5】

